



クランク室圧縮2サイクル機関における特殊形給気管系の影響について(第1報)

| | |
|----------------|---|
| その他（別言語等）のタイトル | On the Effects of the Special-Typed Intake Pipe System in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine (1st Report) |
| 著者 | 澤 則弘 |
| 雑誌名 | 室蘭工業大学研究報告 |
| 巻 | 5 |
| 号 | 1 |
| ページ | 271-287 |
| 発行年 | 1965-07-08 |
| URL | http://hdl.handle.net/10258/3243 |

クランク室圧縮2サイクル機関における 特殊形給気管系の影響について (第1報)

沢 則 弘

On the Effects of the Special-Typed Intake Pipe System in a
Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine
(1st Report)

Norihiro Sawa

Abstract

For the improvement of the breathing capacity of an internal combustion engine, it is most important to utilize the dynamic effects due to the intake pipe system. Accordingly, the present writer has performed the theoretical and experimental analysis on the matching condition in such dynamic effect, namely, inertia-effect or pulsation-effect, owing to the intake system with plain pipe in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine.

Successively, to investigate in detail the effects of the intake system with stepped, holey or conflux-pipe on the delivery ratio, he has made a theoretical analysis of the optimum condition of the dynamic effects by means of the inertia or impedance theory, determining the design method for such intake system. The results obtained are experimentally confirmed with a crankcase-compressed two-stroke cycle engine; that is, the maximum delivery ratio occurs by the inertia-effect as in the case with the plain pipe and such inertia-effect is governed by the following expression

$$Z_{is} = \frac{\omega}{a_i} \sqrt{V_{km} \left\{ l_1 + \left(\frac{f_1}{f_2} \right) l_2 \right\} / f_1}$$

for the stepped-pipe

$$Z_{ib} = \frac{\omega}{a_i} \sqrt{V_{km} \left\{ l_1 + 1 / \left(\frac{1}{l_2} + \frac{1}{l_3} \right) \right\} / f_1}$$

for the conflux-pipe.

I. 緒 言

クランク室圧縮2サイクル機関の吸込み空気量が、給気管系により著しく影響されることは古くから知られている。筆者も単気筒機関の直管型給気管系について理論的乃至実験的研究¹⁾を進めてきた。その結果、給気管系による動的効果は慣性効果と脈動効果とに大別され、最大給気比の生成は主として前者に基因すること、とくに高速回転か給気管が長い場合には脈動効果が給気比曲線の起伏を支配することを明らかにした。さらに、これら動的効果の同調条件式を誘導し、給気管系の設計基準を示した。しかし、内燃機関の給気管は必ずしも直管型で

ある必要はなく各種形状のものが使用可能であろう。しかるに、段付管や円錐管を排気管系に用いるときわめて有効であり、直管型排気管系に比べて その効果割合が1.5~2.5 倍にも達することをすでに指摘した²⁾。また、かかる単一排気管では、その管長の選定によって特定の回転範囲に対する給気比の改善が可能であるが、その反面、付随的に給気比の著しい低下を招く回転範囲をさけることができない。しかし、サキソホンのような可変長型排気管の代りに分岐型排気管の蝶弁調整や穿孔型排気管の穴面積調整によって給気比を広回転範囲にわたって改善できることも報告した³⁾。かかる各種形状の管系は給気管系に対しても使用可能であり、その効果が予測される。しかし、排気管系に対する結論がそのまま給気管系に適用できるか否かの検証もない。そこで、段付型給気管系の動的効果を解明するため、直径2", 1 2/4", 1 1/4", 1" および 3/4" のガス管を多数用意し、それらを組合せて段付管径比および段付管長比を広範囲に変えて給気比を測定した。さらに穿孔型および合流型給気管系に関する若干の実験をも行ない、主として最大給気比の生成条件に注目して考察し、かかる給気管系の設計基準を得ようと試みた。

II. 実験装置および実験方法

(1) 供試機関および実験装置

供試機関はオートバイ用のクランク室圧縮2サイクル機関(鈴木自動車工業 K.K. 製)で、その主要諸元は次の通りである。

| | |
|-------------|-------------------|
| シリンダ径×行程 | 52φ×58 mm |
| 行程体積 | 123.2 cc |
| 平均クランク室容積 | 480 cc |
| 圧 縮 比 | 8.16 |
| ポートタイミング | 給気孔 60.5°(T.D.C.) |
| | 掃気孔 62.6°(B.D.C.) |
| | 排気孔 73.0°(B.D.C.) |
| 給気管径(シリンダ部) | 21.5 mmφ |

なお、給気管系に関する実験では運転方式による差違がきわめて小さいので、本実験でも駆動運転で行なった。したがって、実験装置も図-1 に示すように気化器を取り除き、

段付型給気管系(穿孔型、合流型給気管系)、供試機関および給気流量の測定装置からなっている。なお、供試機関①の駆動にはUK型三相分巻整流子電動機式電気動力計(15 kW, 5000 rpm)②を用い、排気孔直後($L_e=15$ cm)に行程体積の約500倍の空気タンク③を設置し、その出口に公称径1 1/4"のパイプを取り付け、

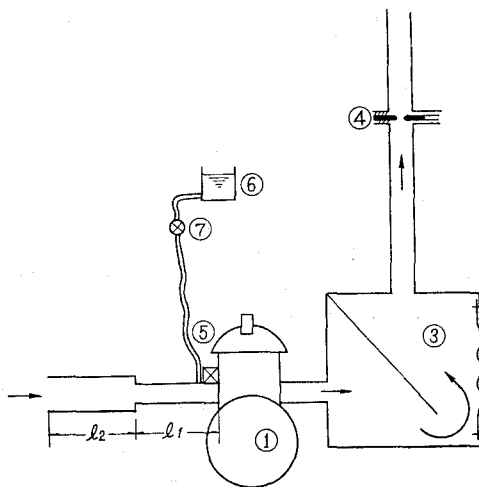


図-1 実験装置

途中に開口径 16 mm ϕ の丸型ノズル ④ を挿入した。次に給気流量 (Q) および給気比 (K) の算出は次式によった。

$$Q = C_a \cdot f \sqrt{2g\Delta h / \gamma_1 \cdot \phi}$$

$$\phi = 1 - 0.5246 \times 10^{-3} \cdot \Delta h$$

$$K = \{Q \cdot \gamma_1 \div V_h \cdot N \gamma_0 / 60\} \times 100\%$$

ここに、 Q : 実際の給気量 (cc/s), C_a : ノズルの流量係数, f : ノズルの開口面積 (cm^2), γ_0 : 大気の比重量 (gr/cm^3), γ_1 : ノズル直前の給気の比重量 (gr/cm^3), g : 重力定数 (cm/s^2), Δh : ノズル前後の圧力差 (cmAq.), ϕ : 流量修正係数, K : 給気比, V_h : 行程体積, N : 機関回転数である。このように空気流量の測定装置を排気側に設置したのは給気管系による動的効果をかく乱しないように考慮したためである。なお流量測定装置を給気側と排気側に直列に配置せる実験装置を用いた予備実験の結果から、その取り付け位置はいずれでも差支えないことが確認されている。

このほかに、気化器を取り除いたので重力滴下による潤滑油供給装置 ⑥ を給気孔直前に取り付け、コック ⑦ を調整して規定量 (重量比で空気流量の約 1/300) の潤滑油を供給した。さらに各部の変動圧力を記録するため電気容量型示圧計 ⑤ を給気孔直前に取り付けた。

(2) 実験方法

実験方法は、まず所定の給気管系に設定し、UK 型電気動力計の遠く起動スイッチを入れて駆動運転を開始する。シリンダ温度が定常になるのを待って指示回転数を約 1000 rpm から 200~300 rpm おきに最高 4700 rpm まで変える。これら各回転数につき給気流量を丸型ノズル流量計で、機関回転数をストロボ式回転計で測定する。さらに、代表的な給気管系寸度および機関回転数について給気孔直前の管圧を記録した。

III. 実験結果および考察

III-1 段付型給気管系

約 90 種類の段付型給気管系について給気比を測定した。その代表的実験結果について次に述べる。

(1) 段付管径 (d_2) の影響

供試機関に各種段付管 (2", 1 1/4", 1 1/4" および 1") を直結した場合の実験結果から代表例を図-2 に示す。図において、最大給気比を与える機関回転数 (N_M) は段付管径 (d_2) に比例して高速回転側に移行している。その反面、最大給気比の値 (K_M) が順次低下するのでごく高速回転 ($N \geq 4000$ rpm) を除いては、段付管を使用することは望ましくないようである。しかし、29 cm の給気直管 (l_1, f_1) に段付管を取り付けた場合の実験結果 (図-3) によると段付管はかなり有効であり、とくに段付管系 $L_2=29/43$ の場合 2000 rpm 以上の回転範囲における給気

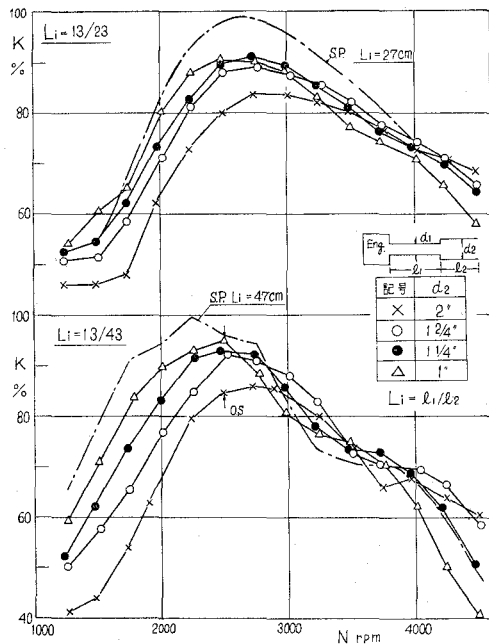


図-2 段付管径と給気比

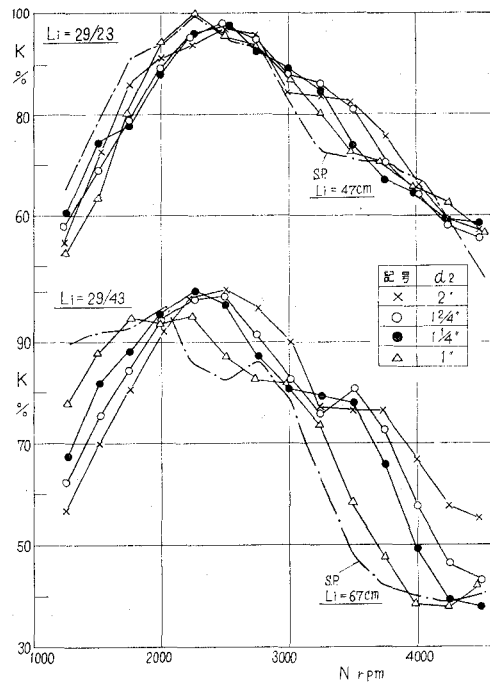
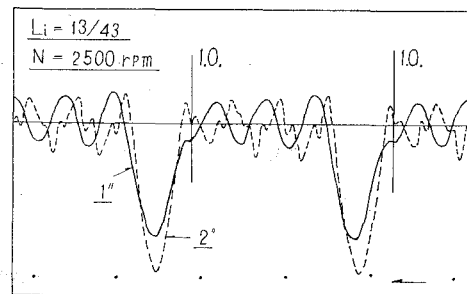
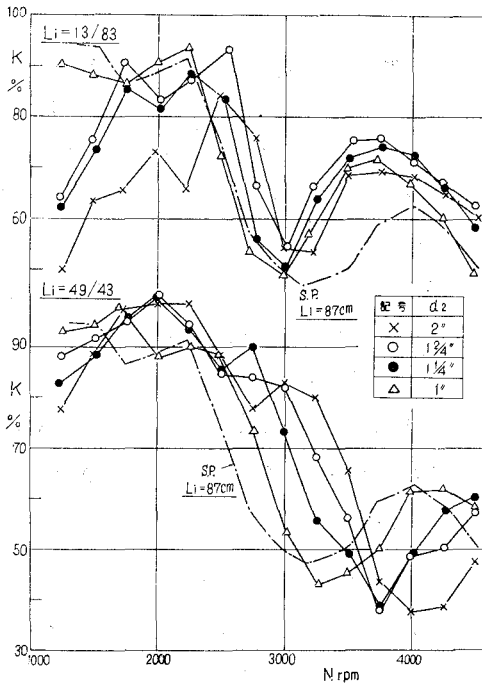


図-3 段付管径と給気比

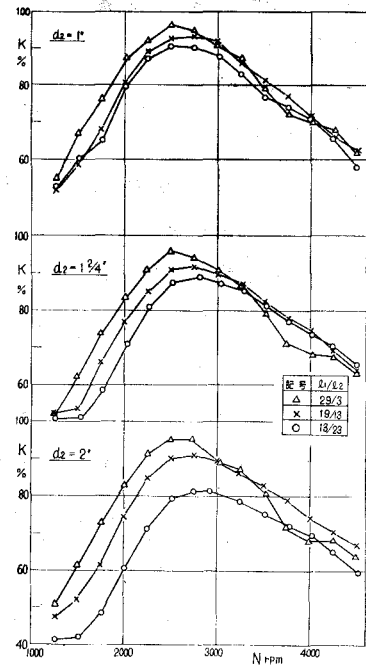
比は著しく増加している。しかも段付管径 (d_2) が大きいほど有効である。このように段付型給気管系においても給気直管の寸度 (l_1, f_1) が給気比に対して重要な影響をもち、管系寸度に応じて最適の段付管径 (d_2) が存在するようである。なお、最大給気比を与える機関回転数 (N_M) が高速化する理由としては、管径の増加による流動抵抗の軽減、圧力伝播速度の増加および等価管長の短縮 (図-4 のオシログラム参照) があげられ、最大給気比が低下する理由としては排気管系の場合と同様に管内圧力波の振幅が減少するためと考えられる。

図-4 オシログラム (d_2 の影響)

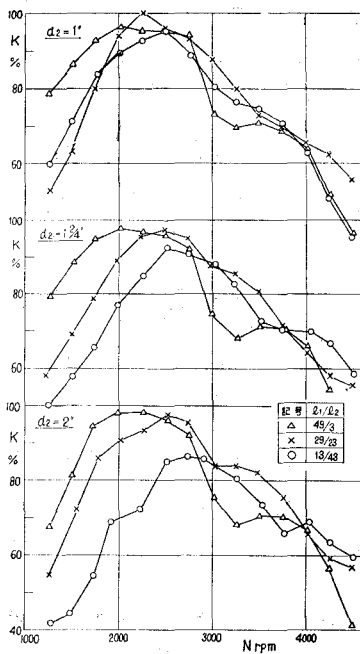
次に、段付型給気管系による脈動効果も直管型給気管系の場合と同様に全管長 ($l_1 + l_2$) が長いと顕著にあらわれる。(図-5 参照) しかし、その機関回転数は $L_e = 49/43$ の場合、段付管径 (d_2) に比例して順次高速回転側に移行している。これに対し、給気直管 (l_1) が短い $L_e = 13/83$ の場合にはほとんど変っていない。そのうえ給気比曲線の起伏も烈しい。したがって、最大給気比を与える機関回転数附近においても脈動効果の影響を無視できなくなるようである。かかる傾向は段付管径 (d_2) が太いほど顕著となり、 $d_2 = 2''$ ともなると低速回転領域の給気比が著しく低下するので段付管径をいたずらに太くすることは望ましくないことがわかる。



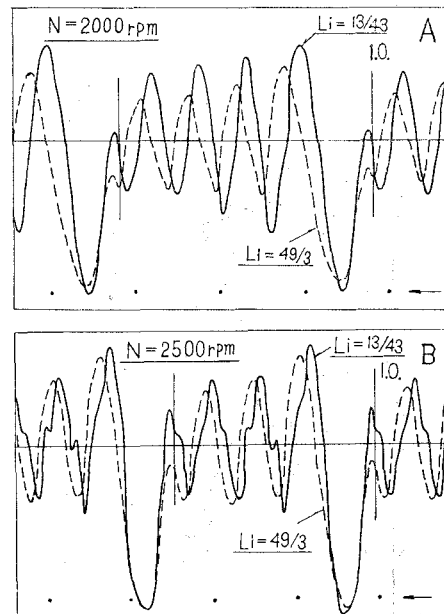
図—5 段付管径と給気比



図—6 段付管長と給気比



図—7 段付管長と給気比



図—8 オシログラム (段付管長比の影響)

(2) 段付管長比 (l_1/l_2) の影響

段付管長比 (l_1/l_2) の影響を調べるため全長 (l_1+l_2) を一定とし、給気直管の長さ (l_1) と段付管長 (l_2) との割合を変えて実験を行なった。その実験結果の一例として全長 (l_1+l_2) = 32~36 cm の場合の給気比曲線を図-5 に示す。図において、いずれの場合も段付管長 (l_2) の増加に伴って最大給気比の値 (K_M) は低下し、その機関回転数は順次高速側に移行している。かかる傾向は図-7 (l_1+l_2 = 52~56 cm) の実験結果にも認められる。これは図-8 のオシログラムが示すように圧力波の周期が短縮 (等価管長の減少) するためである。しかし、最大給気比の値は段付管長比 (l_1/l_2) が 49/3 と 29/23 の場合にはほとんど等しい。これらの事実から段付管の使用法としては、段付管長比 (l_1/l_2) を $l_1/l_2 \geq 1$ の範囲に設定するのが望ましいことがわかる。

すでに述べたが、段付型給気管系においても全長が長いと図-9 に示すように脈動効果に基因する給気比曲線の起伏が著しくあらわれる。なお、給気比曲線の山を与える機関回転数

表-1 段付管長比 (l_1/l_2) と脈動効果の同調

| l_1/l_2 | 13/83 | 29/63 | 49/43 | 69/23 | 89/3 |
|--------------|-------|-------|-------|-------|------|
| N_{p1} rpm | 2650 | 2750 | 2750 | 2450 | 2100 |
| N_{p2} rpm | 3750 | 4000 | 4500 | 4500 | 4000 |

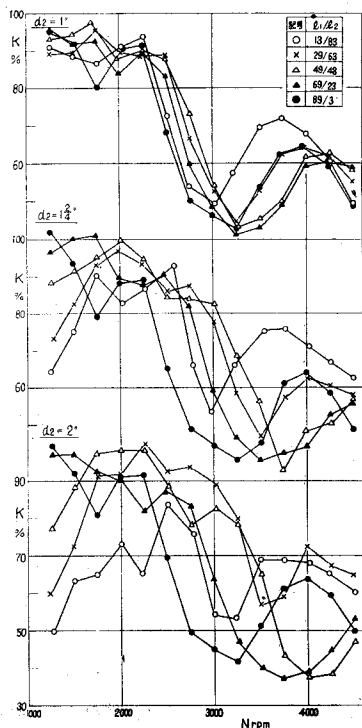


図-9 段付管長と給気比

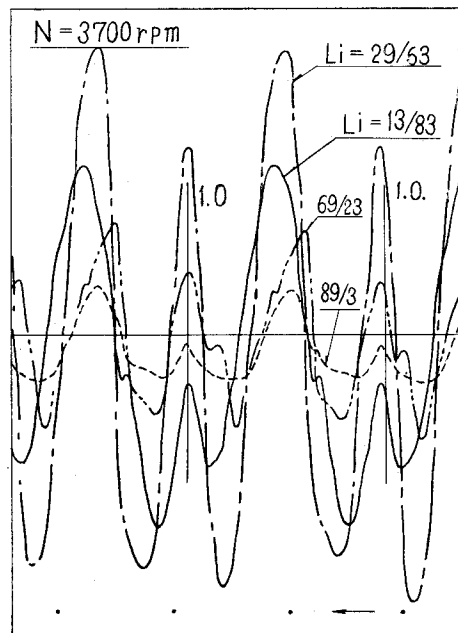


図-10 オシログラム (段付管長比の影響)

69/23, 89/3 の圧力波形はスケールオーバーをさけるため増幅度をさげて記録している

は表-1 に示すように段付管長比 (l_1/l_2) が $89/3 \rightarrow 69/23 \rightarrow 49/43$ となるにつれて順次高速回転となるが、さらに段付管長 (l_2) が増大し、 $\rightarrow 29/63 \rightarrow 13/83$ となると逆に機関回転数は低下している。これらの関係は図-10 のオシログラムにおける圧力波の周期と相関関係にあり、インピーダンス理論から算出される等価管長からもよく説明される。(後述) なお、段付管が長い $L_i=13/83$ の場合には高速回転領域の給気比は比較的高いが、低速領域の給気比が低下する傾向を示すことに留意する必要がある。

(3) 段付管効果について

段付管寸度に応じて給気比曲線が変化するので、さきに示した実験結果 (図-2~図-10) から段付管の使用が直管型給気管系に較べて有用であるか否かを直接判定することはできない。そこで約 90 種類の段付管系を用いて得られた給気比曲線群から、その包絡線 (最適条件のもとに得られる給気比) を求め、直管型給気管系に対する包絡線 (SP) と比較したのが図-11 である。図によると、段付型給気管系においては給気直管の長さ (l_1) が重要な意義をもち、給気直管が短かいと如何なる段付管長 (l_2) にしても給気比の向上がすくない。この傾向は段付管径 (d_2) が太いほど著しくなっている。なお、これら段付管系に対する給気比曲線の包絡線と直管型給気管系の包絡線 (SP) とを比較してみると、低速 ($N < 2500$ rpm) および高速領域 ($N > 4000$ rpm) で、わずかに高い給気比が得られるに過ぎず、段付管を排気管系に適用した場合よりも、その効果はかなり小さいことがわかる。このように段付型給気管系を用いて、より一層の給気

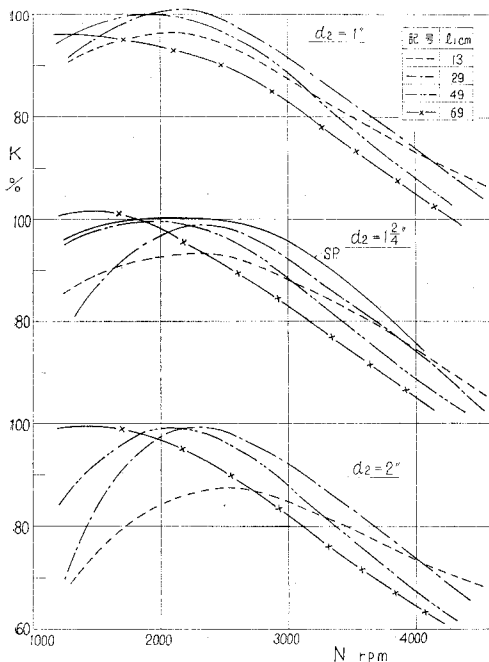


図-11 段付管効果

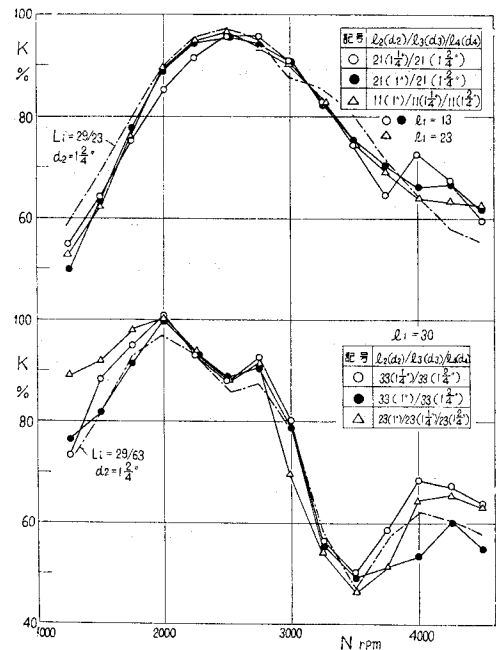


図-12 多段型段付管系の効果

比向上を計ることは望みうすである。しかし車輛機関のように車体構造上から給気管長が規定されるような場合には、段付管を用いて所期の等価管長に設定することも可能であるので利用価値が十分あるものと思われる。なお、多段型段付管を用いると図-12 に示すように幾分良好な結果が期待できそうである。このことから、段付管段数の極限とも考えられる円錐管の利用が有効であろうと予測される。

次に、給気直管の開口端にガス管用の段付接手 ($l_2=3\text{ cm}$) を取り付けてみると $L_t=49/3$ の場合、直管型給気管系 (SP $L_t=47\text{ cm}$) の給気比よりも 3% 程度 ($d_2=2''$ の場合) 高い値を示している。これは開口端における流動抵抗の軽減に基因するものと考えられるが、さきに述べた段付管効果も結局は開口端効果に帰着するものではなかろうか。

(4) 慣性効果の最適条件について

直管型給気管系による最大給気比の生成は主として慣性効果に基因することを指摘するとともに、近似慣性理論¹⁾ から最大給気比の生成条件を誘導した。また、充分妥当なことを実験的にも立証した。かかる近似理論を図-14 の如き段付型給気管系に適用し、直管型給気管系の場合と同じ仮定を設けると所要の運動方程式は

$$\rho_m \cdot f_2 \cdot l_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = f_2 \{p_0 - 4p_2 - p_a\} \quad (1)$$

$$\rho_m \cdot f_1 \cdot l_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = f_1 \{p_a - 4p_1 - p_k(\theta)\} \quad (2)$$

しかるに、

$$f_2 \cdot (dx_2/dt) = f_1 (dx_1/dt) \quad (3)$$

したがって、

$$\rho_m \cdot \left\{ l_1 + l_2 \left(\frac{f_1}{f_2} \right) \right\} \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \{p_0 - 4p - p_k(\theta)\} \quad (4)$$

(278)

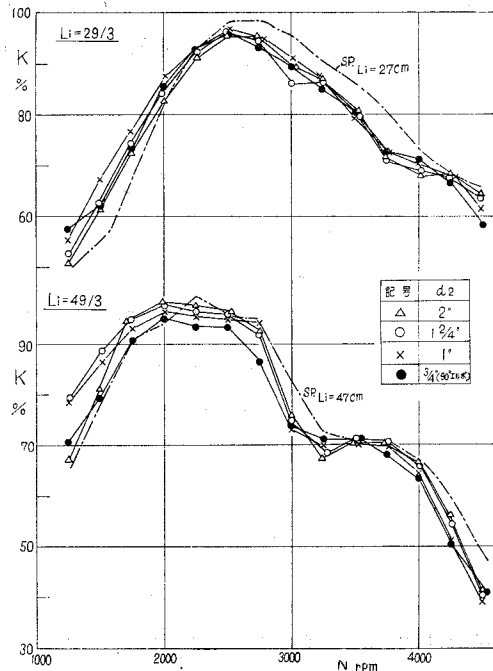


図-13 給気管開口端の影響

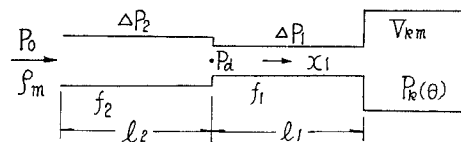


図-14 段付型給気管系の模型

となる。ここに、 ρ_m : 給気の平均密度、 f : 断面積、 l : 管長、 x : 給気管内気柱の移動距離、 ΔP : 圧力降下、 P_0 : 大気圧、 $P_k(\theta)$: クランク室内圧であり、添字1は給気直管、2は段付管の状態をあらわす。

次に、給気孔が全開のときの流入速度 $(dx_1/dt)_m$ と任意開のときの流入速度 (dx_1/dt) との比 $\beta(\theta) = (dx_1/dt)/(dx_1/dt)_m$ を用いると、任意給気孔開口面積における段付型給気管系の全圧力降下 (ΔP) は

$$\Delta P = \frac{\rho_m}{2} \cdot (dx_1/dt)^2 \cdot \sum \lambda / \beta^2(\theta) \quad (5)$$

で与えられる。さらに、クランク室容積 $V_k(\theta)$ を平均クランク室容積 V_{km} に近似し¹⁾、クランク室内圧 $P_k(\theta)$ を残留給気量 $G_{k\theta} = P_{k\theta} \cdot V_{km} / RT_0$ と流入給気量 $G_i = P_0 f_1 x_1 / RT_0$ の和から

$$P_k(\theta) = P_{k\theta} + P_0 \cdot K / \varepsilon \quad (6)$$

とおく。ここに、 $\sum \lambda$: 段付管系各部の抵抗係数の和、 $P_{k\theta}$: 給気孔開時のクランク室内圧、 ε : クランク室圧縮比 ($= V_{km} / V_h$)、 K : 理論給気比 ($= f_1 x_1 / V_h$) である。さらに変数をクランク角 θ に変換し $d\theta/dt = \omega$ (一定) とすれば (4) 式は次の如く変形される。

$$\frac{d^2 K}{d\theta^2} + 2\mu_{is} \frac{dK}{d\theta} + \frac{K}{Z_{is}^2} = \frac{\varepsilon}{Z_{is}^2} (1 - P_{k\theta}/P_0) \quad (7)$$

ここで、流動抵抗係数 μ_s および慣性特性数 Z_{is} は次式で示される。

$$\mu_{is} = \frac{V_h}{4f_1 \{l_1 + l_2 (f_1/f_2)\}} \cdot \frac{dK/d\theta}{\beta^2(\theta)} \sum \lambda, \quad Z_{is} = \frac{\omega}{a_i} \sqrt{V_{km} \{l_1 + l_2 (f_1/f_2)\} / f_1} \quad (8)$$

なお、(7) 式が求める近似理論式である。これは直管型給気管系に対する近似理論式と同形である。したがって、最大給気比の生成条件は直管型給気管系の場合と同様に

$$1/(Z_{is})_M^2 = \mu_{is}^2 + (180/\theta_i^*)^2 \quad (m=1 \text{ の場合}) \quad (9)$$

で与えられる。ここに、 $(Z_{is})_M$: 最大給気比を与えるときの Z_{is} 、 θ_i^* : 有効給気開口角である。なお、上式から慣性効果に影響する因子として Z_{is} 、 μ_{is} 、 θ_i^* が挙げられ、 Z_{is} から V_{km} 、 ω 、 a_i 、 f_1 のほかに給気直管 (l_1 , f_1) および段付管寸度 (l_2 , f_2) などの影響をも知ることができる。

かかる考察を、より具体的に検証するため、さきに示した実験結果から最大給気比を与える機

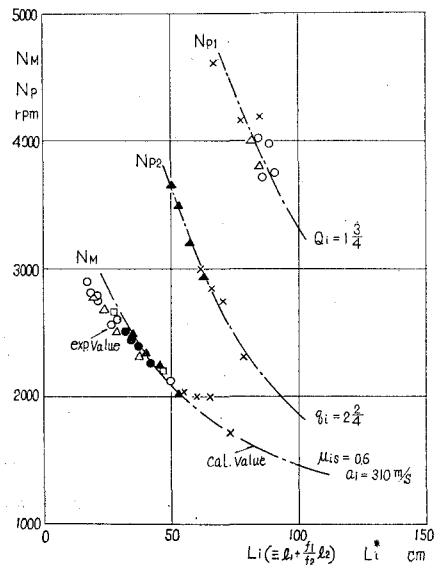


図-15 慣性効果, 脈動効果の同調条件

関回転数 (N_M) を求め、それを管長 $\{l_1 + (f_1/f_2) \cdot l_2\}$ に対してプロットすると図-15 に示すように一曲線上によく揃う。

いま、同調条件式 (9) に供試機関の有効給気開口角 $\theta_i^* = 111^\circ$ 、クランク室平均容積 $V_{km} = 480 \text{ cc}$ 、給気直管の断面積 $f_1 = 3.46 \text{ cm}^2$ を代入し、給気管系の流動抵抗 (気化器なし) として $\mu_{is} = 0.6$ と見積ると、最大給気比を与える機関回転数 (N_M) の計算値は一点鎖線となる。これは実験値ときわめてよく一致しており、最大給気比を与える条件式 (9) および (8) が妥当であることが立証されたと云えよう。したがって、段付型給気管系諸因子 (l_1 , l_2 , f_1 , f_2) の最適値の設定のみならず各因子の相関関係が (8) および (9) 式から容易に推定できるので機関の設計上きわめて有用であると思われる。

(5) 脈動効果の最適条件について

さきに単気筒機関や2気筒機関の給気管系における脈動効果について詳述した。すなわち脈動効果の最適条件は慣性効果の良否に左右されるので、比較的低速回転における脈動効果は

$$q_i = 15a_i / NL_i^* \quad (10)$$

で規定され、($q_i = 1/2$; 非同調のとき給気比が増加) 比較的高速回転における脈動効果は有効給気閉止時 (I.C.*) に重畳する残留脈動波に支配され、その条件は

$$Q_i = (1 + \theta_i^*/360) \cdot q_i \quad (11)$$

であることを示した。($Q_i = n + 3/4$ のとき給気作用は助長) なお、脈動次数 (q_i) に含まれる等価管長 (L_i^*) はインピーダンス理論から求めればよいことをも明らかにした。(一端閉の直管に置換) いま、図-16 の如き給気孔閉止後の段付型給気管系にインピーダンス理論を適用すると、等価管長 (L_i^*) は次の如く算出される。

$$\cot(l_1 k) = (f_1/f_2) \cdot \tan(l_2 k) \quad (12)$$

ここに、 $k = 2\pi\nu/a$ (ν : 固有振動数) である。他方オルガンパイプの固有振動数 (ν_s) は $\nu_s = a/4L$ で与えられる。したがって、段付管系をオルガンパイプに置換えた場合の等価管長 (L_i^*) と k との間には

$$L_i^* = (\pi/2)/k \quad (13)$$

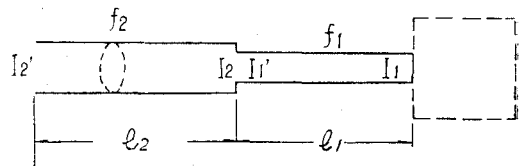


図-16 段付型給気管系(給気孔閉止)の模型

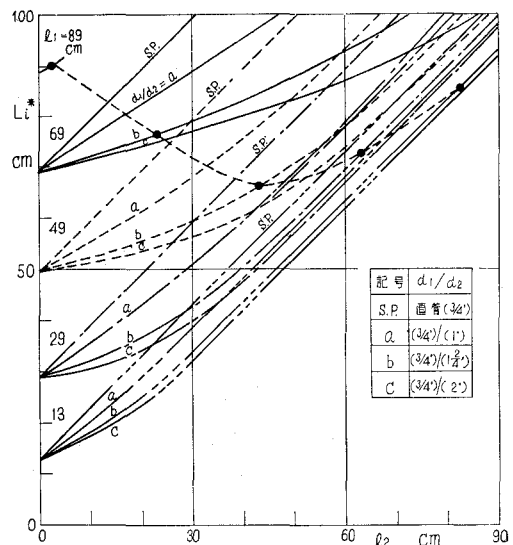


図-17 段付管給気管系の等価管長 (L_i^*)

の関係がある。かくして(12)式の図式解から各段付管寸度 (l_1, l_2, f_1, f_2) に対する k が求まり、(13)式から等価管長 (L_i^*) が算出できる。その計算結果を図-17に示しているが、一般に給気直管および段付管の長さ (l_1, l_2) が短かく、断面積比 f_1/f_2 (または d_1/d_2) が小さいほど等価管長 (L_i^*) は短かくなっている。いま、全長が一定 ($l_1+l_2=92$) で段付管長比 (l_1/l_2) のみが異なる管系の等価管長 (L_i^*) を比較してみると、同図の●印 (点線) が示すように $89/3 \rightarrow 69/23 \rightarrow 49/43$ と段付管長 (l_2) が増加するにつれて、その等価管長 (L_i^*) は短くなるが $\rightarrow 29/63 \rightarrow 13/83$ の場合には逆に L_i^* が増大している。これらは表-1に示した機関回転数の変化をよく説明してくれる。さらに、さきに示した実験結果から給気比曲線の起伏を与える機関回転数 (N_{P1}, N_{P2}) を求め、各段付管系の等価管長 (L_i^*) に対してプロットすると図-15に示すとおりである。なお、同図には(10), (11)式から計算される最適条件をも併記しているが、実験値とかなりよく一致しており、脈動効果の最適条件式(10), (11)および等価管長 (L_i^*) の算出式(12), (13)が十分妥当であることが検証されたと云えよう。

III-2 穿孔型 (合流型) 給気管系

穿孔型および分岐型管系を排気管系に用いた場合の効用については、すでに報告した。

すなわち、穿孔型排気管系を用い、その穴面積を変えると図-18のように最大の給気比増加 ($K-K_0$) を与える機関回転数は移動する。したがって、それぞれの機関回転数に対し最適の穿孔面積を選択するならば、給気比曲線の包絡線からわかるように広い回転範囲にわたる給気

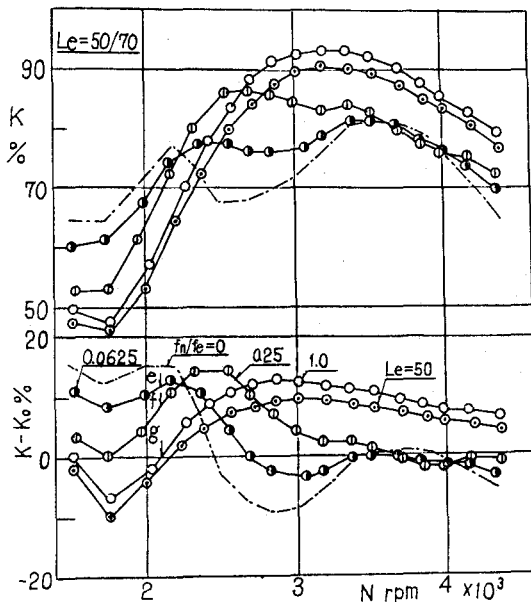


図-18 穿孔型排気管系の効果 (E-50)

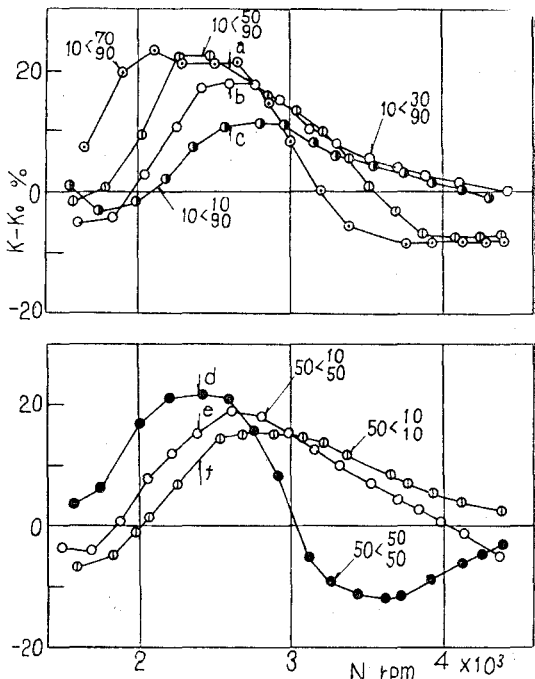


図-19 分岐型排気管系の効果 (E-50)

比の向上が、単に穴面積 (f_h) の調整によって可能となる。また、分岐管 (給気の場合には合流管) を用いる場合にも、分岐管系寸度によって給気比曲線 ($K-K_0$) は図-19 のように変化する。その理由については、すでに報告してある。かかる管系を給気管系に用いた場合の実験結果について次に述べよう。

(1) 穿孔型給気管

まず、穿孔型給気管を用いた場合の実験結果を図-20 および 図-21 に示す。

この場合も穿孔型排気管系の場合と同様に、いずれも穴面積 f_h (または穴径 d_h) の増加につれて最大給気比を与える機関回転数が順次高速側に移行しており、穴径の調整によって包絡線と同じ給気比曲線が得られるので車輛用機関の給気管系として有用なことがわかる。勿論、高速領域の給気比は穴径比が $d_h/d_i=1$ の場合の給気比曲線によって規定され、低速領域の給気比は $d_h/d_i=0$ の場合の給気比曲線によって規定されるので、給気管全長 (l_1+l_2) や穿孔位置 (l_1) により得られる給気比曲線群の包絡線は変る。たとえば、図-20 の $L_i=13.5/43$ と図-21 の $L_i=30.5/23$ とを比較すると、高速領域 ($N>3400$ rpm) の給気比は前者の方が高いが中速領域 ($N=2300\sim3400$ rpm) の給気比は逆に低い値を示している。このように使用機関回転範囲に応じて全長、穿孔位置および穴面積の最適値を撰択する必要がある。しかし、穴からの流入状態が明らかでないので穿孔型給気管系に近似慣性理論をただちに適用するわけにはいかない。しかるに穴径比 $d_h/d_i=0$ の場合には管長 l_1+l_2 の直管型給気管系となるので、慣性効果の同調条

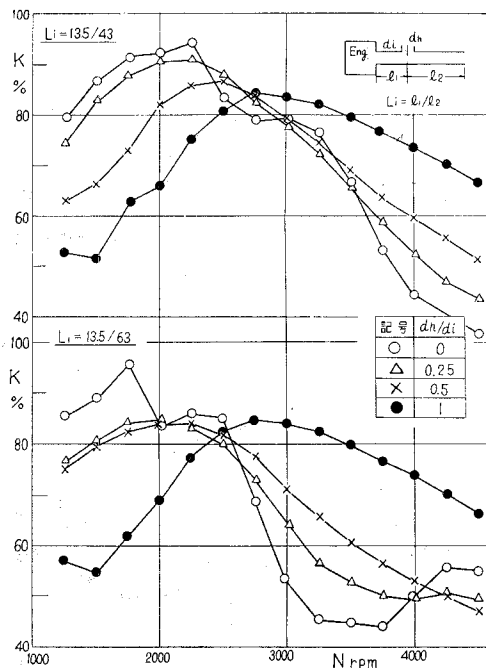


図-20 穿孔型給気管系の効果 (その1)

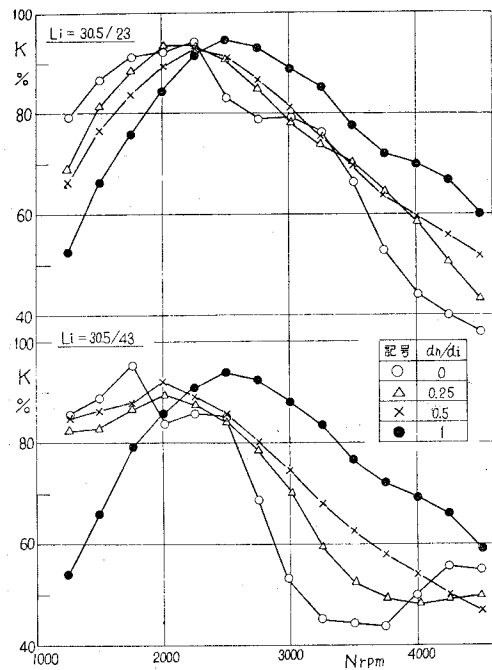
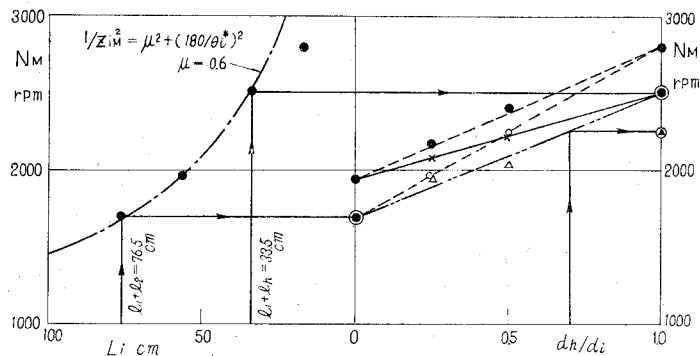


図-21 穿孔型給気管系の効果 (その2)



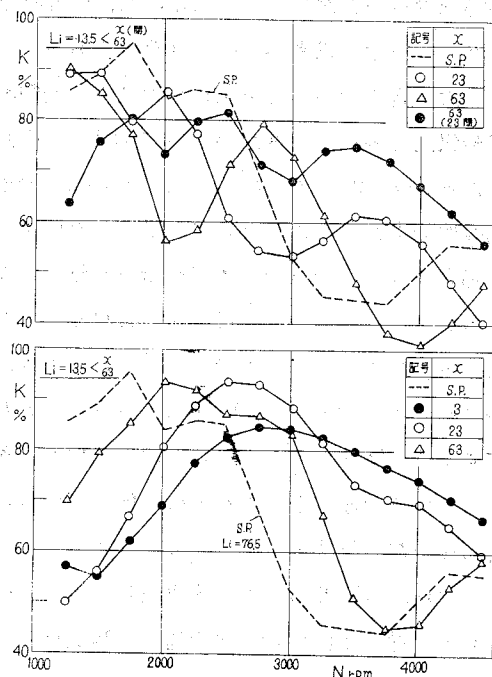
図—22 穿孔型給気管系の最適条件

件から最大給気比を与える機関回転数 (N_M) を容易に算出できる。(図-22 左側の一点鎖線, ●印は実験値) また穴径比 $d_h/d_i=1$ の場合の給気比曲線は, 穴までの管長 (l_1+l_h) をもつ直管型給気管系の給気比曲線と近似するので管長 (l_1+l_h) と計算曲線とから, この場合の回転数 (N_M) も求められる。(図中 ●印) いま, これら二つの回転数を直線で結ぶ。(右図参照) 他方実験結果から各穴径比 (d_h/d_i) に対する機関回転数 (N_M) を求めて, 同図にプロットするといずれも直線上に揃うことがわかる。したがって, 実験的にはこの直線と任意の穴径比 (d_h/d_i) で立てた垂線との交点から, そのときの最大給気比を与える機関回転数を求めることができる。(▲印) たとえば, $l_1+l_2=76.5$ cm, $l_1+l_h=33.5$ cm, $l_h=3$ cm, $l_2=46$ cm の寸度をもつ穿孔型給気管系において穴径比を $d_h/d_i=0.7$ に設定すると, そのとき最大給気比を与える機関回転数は 2250 rpm (図中 ▲印) となるのである。

以上の解析から穿孔型給気管系の設計方針が求められたと云えるであろう。

(2) 合流型給気管

蝶弁式分岐管を排気管系に使用して穿孔型給気管系と同様の成果を挙げたが, かかる管系の給気管系に適用しうる可能性を調べる目的で蝶弁なしの合流管を用いて若干の実験を行なった。その代表例として, $L_i=13.5 < \frac{x}{63}$ の合流管を用い, 流入短管の長さを 3, 23 および 63 cm に変えた場合の実験結果を図-23 下方に示している。図によると, 流入短管の



図—23 合流型給気管系の効果

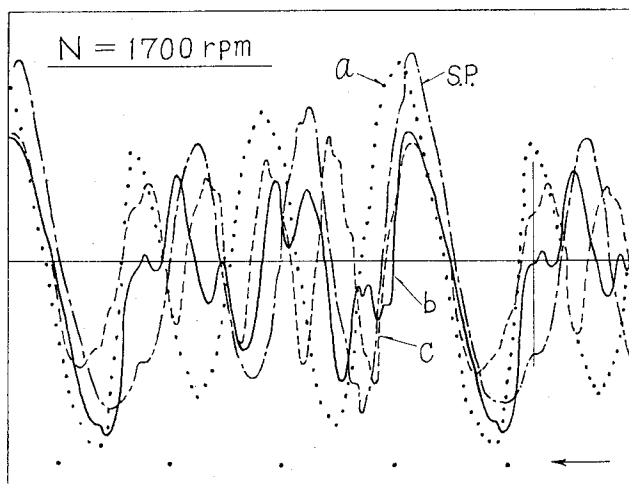


図-24 オシログラム (合流型給気管系)

S.P.: 給気直管 a: $L_d = 13.5 < \frac{23}{63}$ (閉) b: $L_d = 13.5 < \frac{23}{63}$ (閉) c: $L_d = 13.5 < \frac{23}{63}$

長さ (x) が増加するにつれて最大給気比を与える機関回転数は順次低速側に移行しており、合流管系の等価管長が増大することがわかる。しかし合流管 $L_d = 13.5 < \frac{60}{63}$ よりも給気直管 (S.P.) の等価管長の方が長い。これらの傾向は分岐管を排気管系に使用した場合と全く同じであり、蝶弁式合流管の成果が期待できそうである。

次に合流管の一端を閉じた管系 (二気筒機関における集合型給気管系に相当する) について給気比を測定してみたが、管長 76.5 cm の直管型給気管系よりも等価管長が長くなることがわかる。 ($x=23, 63$ の場合) したがって、車輛用機関の給気管長が車体構造上から規定され、機関性能上からはさらに管長を増加したいような場合には、一端閉のパイプを給気直管に附加することによって、その目的を達し得ることがわかる。なお、開口流入管よりも閉止流入管の長さを大きくすると、図-24 のオシログラムが示すように閉端からの反射負圧波の影響が大きく、その圧力波形がくずれるので機関回転数に対し複雑な給気曲線となるようである。

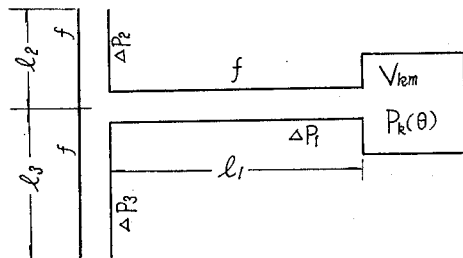


図-25 合流型給気管系の模型

次に、図-25 の如き合流型給気管系に近似慣性理論を適用してみると、段付型給気管系の場合と同様の手法から所要の運動方程式は

$$\rho_m \cdot \left\{ l_1 + 1 / \left(\frac{1}{l_2} + \frac{1}{l_3} \right) \right\} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \left\{ P_0 - \Delta P - P_k(\theta) \right\} \quad (14)$$

となる。ここに、 $\Delta P = \Delta P_2 + \Delta P_3$ である。なお各部の圧力降下 ΔP_2 , ΔP_3 は (5) 式と同様に、

$$\Delta P_2 = \frac{\rho_m}{2} \cdot \left\{ (dx_2/dt) / \beta_2^2(\theta) \right\} (\lambda l_2 / d_i) (dx_2/dt)$$

$$\Delta P_3 = \frac{\rho_m}{2} \cdot \left\{ (dx_3/dt) / \beta_3^2(\theta) \right\} \cdot (\lambda l_3 / d_i) (dx_3/dt)$$

で与えられるが、 $\{(dx_2/dt) / \beta_2^2(\theta)\} = \{(dx_3/dt) / \beta_3^2(\theta)\} = \text{const.}^{4)}$ と云われているので上式は

$$\Delta P_1 = C \cdot l_2 (dx_2/dt), \quad \Delta P_3 = C \cdot l_3 (dx_3/dt)$$

と書換えられる。さらに、合流点の条件から $\Delta P_2 = \Delta P_3$ と仮定した。ここに λ : 管壁摩擦係数、

d : 管径である。(4) 式と (14) 式の比較から

段付型給気管系の相当管長 $\{l_1 + l_2 (f_1/f_2)\}$

に対し合流型給気管系の相当管長は $\{l_1 +$

$1/(1/l_2 + 1/l_3)\}$ で与えられることがわかる。

したがって、 $\{l_1 + l_2 (f_1/f_2)\}$ の代りに $\{l_1 +$

$1/(1/l_2 + 1/l_3)\}$ を用いるならば慣性効果の同調

条件式 (9) が、そのまま合流型給気管系に適

用できると云えよう。すなわち合流型給気

管系に対する慣性特性数 Z_{ib} は

$$Z_{ib} = \frac{\omega}{a_i} \sqrt{V_{km} \{l_1 + 1/(1/l_2 + 1/l_3)\} / f_1} \quad (15)$$

で与えられる。かかる推論を、より具体的に確認する

ため 図-23 から最大給気比を与える機関回転数 (N_M)

を求め、それを相当管長 $\{l_1 + 1/(1/l_2 + 1/l_3)\}$ に対してプ

ロット (●印) すると 図-26 のように慣性効果の同調条

件から求めた計算値 ($\theta_i^* = 111^\circ$, $\mu_{ib} = 0.6$) とかなりよ

く一致している。したがって、(9) 式に合流型給気管系

に対する流動抵抗係数 (μ_{ib}) および慣性特性数 Z_{ib} (15

式) を用いればよく、合流型給気管系寸度の最適値のみ

ならず、各因子の相互関係を推定できることが確認で

きた。なお、同図には一端閉の合流型給気管系の実験

値 (▲印) をも併記している。しかし、その相当管長と

しては、給気管内気柱の質量 ($= f \cdot l_2 \rho_m$) が追加された

ものと考え、 $(l_1 + l_2 + l_3)$ とした。この場合、開口流入

管に較べて閉止流入管が長いと 図-24 のオシログラム

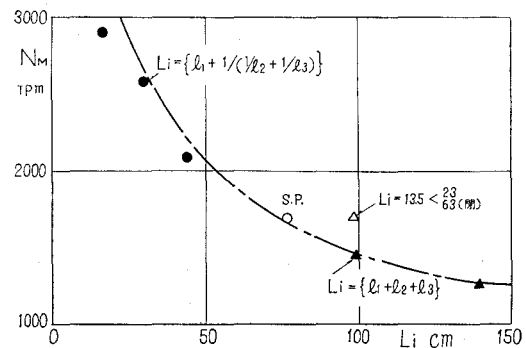


図-26 合流型給気管系の最適条件

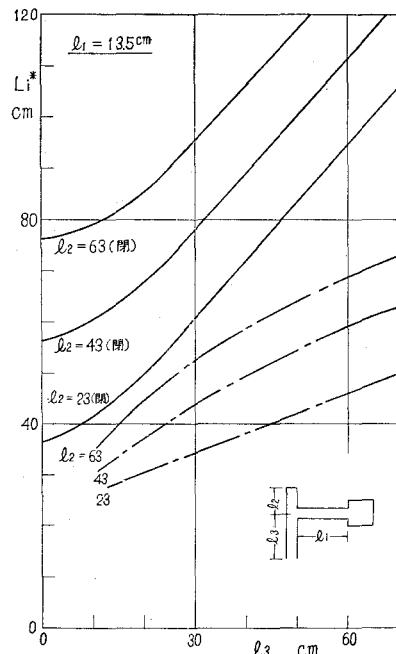


図-27 合流型給気管系の等価管長 (L_i^*)

で説明したように反射負圧波の影響が大きくなるので計算値とよく一致しないようである。
(△印) なお、合流型給気管系による脈動効果を論ずる場合には同調条件式 (10) および (11) に適用するための等価管長 (L_i^*) を知る必要がある。その算出式はインピーダンス理論から次の如く与えられる。

$$\tan(kl_1) = \cot(kl_2) + \cot(kl_3) \quad (16)$$

一端閉 (l_2) の合流管に対しては

$$\tan(kl_1) = -\tan(kl_2) + \cot(kl_3) \quad (17)$$

上式の図式解から k を求め、それをオルガンパイプの等価管長 (L_i^*) に置換えると図-27 ようになる。すなわち、合流管の等価管長 (L_i^*) は閉端管 (l_2) の附加によってかなり増大することがよくわかる。

IV. 結 言

給気系統に段付管、穿孔管および合流管を用いた場合の実験結果をもとにして、最大給気比の生成条件や脈動効果の同調条件に関して考察した。これを要約すると次のとおりである。

(1) 段付管径 (d_2) の増加に伴って等価管長が短縮するので、最大給気比を与える機関回転数は順次高速側に移行するが、給気比の値に関しては段付型給気管系寸度に応じて最適の段付管径比 (d_1/d_2) が存在する。

(2) 段付型給気管系においては給気直管の長さが重要な影響をもち、給気直管が短かいと段付管長を如何に撰定しても良好な給気比向上は得られない。したがって段付管長比 (l_1/l_2) を $l_1/l_2 > 1$ の範囲に設定すべきである。

(3) 給気開口端に段付接手を取り付けたり、段付型給気管系を多段式にすると、さらに 2~3% の給気比向上が期待できる。

(4) 段付型給気管系による最大給気比の生成は主として慣性効果に基因し、その同調条件は直管型給気管系の場合と同様に

$$1/(Z_{is})_M^2 = \mu_{is}^2 + (180/\theta_i^*)^2 \quad (9)$$

で与えられる。この場合の慣性特性数 Z_{is} は次式から求められる。

$$Z_{is} = (\omega/a_i) \cdot \sqrt{V_{km} \{l_1 + l_2 (f_1/f_2)\} / f_1} \quad (9)$$

(5) 段付型給気管系による脈動効果は、次式で与えられる脈動次数 q_i , Q_i で規定される。

$$q_i = 15a_i/NL_i^* \quad (10)$$

$$Q_i = (1 + \theta_i^*/360) \cdot q_i \quad (11)$$

なお、脈動次数 q_i に含まれている L_i^* はインピーダンス理論から求めればよい。

(6) 穿孔型給気管系の穴面積を調整すると広い回転範囲にわたっての給気比向上が可能である。この場合、穴径比が $d_h/d_e=1$ および 0 の場合には直管型給気管系に相当するので、そのときの最大給気比を与える機関回転数は慣性効果の同調条件式から決定される。これら二つの機関回転数をもとにして比例配分的に任意の穴径比に対する機関回転数 (N_M) を求めればよい。

(7) 合流型給気管系による最大給気比の生成も主として慣性効果に基因し、その同調条件式 (9) が適用できる。ただし、慣性特性数 Z_{ib} は次式で与えられる。

$$Z_{ib} = (\omega/a_i) \cdot \sqrt{V_{km} \{l_1 + 1/(1/l_2 + 1/l_3)\}} / f_1 \quad (15)$$

なお、一端閉止の合流型給気管系に対する慣性特性数としては $\{l_1 + 1/(1/l_2 + 1/l_3)\}$ の代りに $\{l_1 + l_2 + l_3\}$ を用いればよい。

終りにのぞみ、日頃御指導、御鞭撻を賜わっている東京大学宇宙航空研究所 浅沼強教授、北海道大学黒岩保教授、供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K. 研究部岡野部長、福西課長、川原係長、実験を担当された室蘭工業大学機械工学科熱工学研究室福島和俊教官、早川友吉技官、落合一雄氏および関係各位に深甚な謝意を表す。

(昭和40年4月30日受理)

文 献

- 1) 浅沼・沢: Bellin of JSME Vol. 3, No. 9 (1960), 137.
 沢: 室工大研報, 4, 2 (昭38-6), 85.
- 2) 沢: 室工大研報, 4, 3 (昭39-6), 41.
- 3) 沢: 室工大研報, 4, 3 (昭39-6), 71.
- 4) 浅沼: 機械学会論文集, 13, 44 (昭22-5), 105.